



TITLE:

# 光弾性法によるローラーチェーン リンクプレートに於ける嵌合効果 の研究(第1報)

AUTHOR(S):

高井, 宗三; 湯川, 愛之; 植村, 吉明

---

CITATION:

高井, 宗三 ...[et al]. 光弾性法によるローラーチェーンリンクプレートに於ける嵌合効果の研究(第1報). 京都大学化学研究所報告 1952, 28: 32-40

ISSUE DATE:

1952-03-30

URL:

<http://hdl.handle.net/2433/74418>

RIGHT:

### 3. 光弾性法によるローラーチェーンリンクプレート に於ける嵌合効果の研究 (第1報)<sup>\*)</sup>

高井 宗三, 湯川 愛之\*, 植村 吉明

**Study of the Press Fit Effect at the Roller Chain Link Plate  
by the Photo-elastic Method. (I)**

*Munezo Takai, Aishi Yukawa and Yoshiaki Uemura*

(K. Kimura Laboratory)

In order to examine the effect of press fitting of a pin (or bushing) into a hole of a link plate, various tensile loads were given to a phenolite link plate, to which some force of press fit was given beforehand and the change of the effect with load was observed by the photo-elastic method, regarding the force of press fit as a parameter.

In the range of the tensile load from zero up to some value, the maximum shearing stress  $(\sigma_1 - \sigma_2)/2$  at the edge of the hole, the mean tensile stress  $\sigma_y$  mean at the section A-B (cf. Fig. 1) passing through the centre of the hole, and the value of  $\eta^*$  changed remarkably more slowly when the force of press fit took some value other than zero.

From the stress distribution at the narrowest section C-D (cf. Fig. 1) of the plate, it was found that as the force of press fit was made heavier, the holes gave less effect to the stress distribution and the distribution approached to that when there were no holes.

The above results show that in some range of a tensile load the effect of the press fit is strongly conserved to nullify the change of the stress on the plate; and suggest that in this region of the load, the possibility of maintaining a constant stress.

\* We have defined the quantity  $\eta$  as "the coefficient of the shared stress" and it means the change of the tensile stress at the plate per unit load (cf. eq. (3) in the text).

#### 1. 緒 言

ローラーチェーンリンクプレートの光弾性法による研究は、先に 椿本チェーン製作所 占部,

---

\* 椿本チェーン製作所技術課

森田雨氏の研究<sup>2)</sup>があらが、今回リンクプレートにピン又はプッシュを嵌合した場合の弾性を光弾性方法により考察を行った。この研究中に引張荷重を加えたとき、嵌合効果を検討すると、荷重の変化に対する応力変化の割合は、リンクプレートの形状を変えることによつて変化し得ることを見つけた。この現象はチェーンの磨耗、疲労等によるものは別個に考えるものと考えられる。この嵌合効果は従く一般に注意すべきことと考えられるので、その結果の概要を記述する。

## 2. 実験方法

この装置で特に重要な點は、嵌合の方法並びに荷重をかける方法である。フエノライト試験片は Fig. 1 に示す如く、2組のローラーに掛けた針金によつて吊し、これに荷重を加えた。

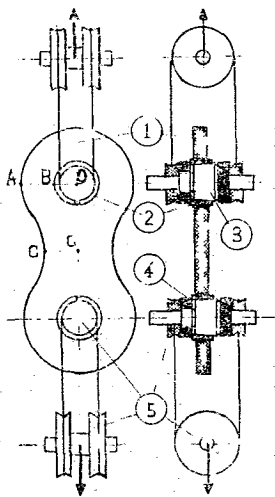


Fig. 1. ①: test piece,  
②: taper collar,  
③: taper,  
④: nut,  
⑤: roller.

この方法によつて荷重の振れ、及び非平衡を防ぐことが出来た。嵌合力に荷重をナット④を廻すことによつて與えられる。即ちこれによつてテーパーローラー②に押し込むと、任意の程に嵌合力を與えられる。ナットとローラーの大小は、試験片の孔周辺の視測を妨げない程度に小さくした。又、ローラー表面並びにフエノライト試験片の孔は、注意深く旋盤で仕上げた。試験片は根本チェーン製作機(型 RS 66)のピンリンクをローラーリンクに相似のものに大抵一個づつ用ゐた。用いた光弾性装置は先に報告した二偏光直視動式の改良型であつて、振動曲線と連ね且つ迅速に観測出来るものである。視野レンズには直径 22cm の廣視野のものを使用したので、寸法の大きい試験片を使うことが出来、従つて観測の精度を良くすることが出来た。

## 3. 実験結果並びに考察

### 1. A-B 断面より見たる嵌合効果

フエノライト試験片の A-B 断面 (Fig. 1) における主応力差  $(\sigma_1 - \sigma_2)_{A-B}$  (B 断面において最大値になる) と荷重の關係をグラフに描くと Fig. 2 の如くなる。即ち与へる一方向の嵌合力に於ては、グラフは勾配が異なる二種の直線 I 及び II で大抵なる。嵌合力の大きい直線 I は  $I_1, I_2, I_3$  の順に長くなる。これ等の直線は夫々に、与へる荷重に於て屈折するがこの屈折點は皆直線 II に乗る。II は嵌合力 0 の場合の荷重と最大主応力差の關係グラフである。故に嵌合力を與えておいても屈折點に達すると嵌合効果は消失するものである。Fig. 2' に於いても同様のことが云える。尙 Fig. 2 と Fig. 2' を比べて見るとローラーリンクに於る I' の勾配はピンリ

リンクに於ける I の勾配よりも小さい。この事は第3圖寫眞から分る様にローラーリンク板の A-B 巾と孔径との比がピンリンクのそれに比較して小なることに原因するものと考えられる。

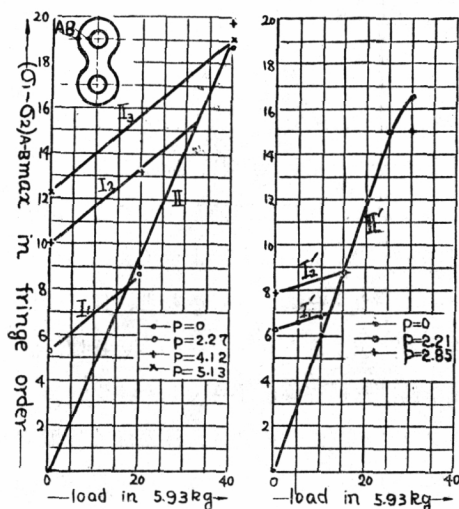


Fig. 2. Pin link plate. Fig. 2'. Roller link plate.  
5.93\* is the lever ratio used.

Fig.1 の A-B 断面に於ける引張應力の和  $S_{A-B} = \int_A^B \sigma_y dx$  ( $x$  は寫眞上で測つた A 点からの距離を mm で表はし、引張應力  $\sigma_y$  は繰次數で表はす)、及びその平均値

$\sigma_{y(A-B)mean} = \int_A^B \sigma_y dx / (A-B \text{ 巾})$  を求めると Table 1. の如くである。

Table 1. Values of  $S_{A-B} = \int_A^B \sigma_y dx$  and  $\sigma_{y(A-B)mean} = \int_A^B \sigma_y dx / A-B$

Pin link plate

Weight in 5.93kg*	Force of press fit P	$S_{A-B}$	$\sigma_{y(A-B)mean}$
40	0	212.0	5.57
40	2.27	195.1	5.14
40	4.12	216.0	4.78
40	5.13	195.0	5.15

\* 以下に出て来る 5.93 なる數字は吾々の使用した荷重用挺子の腕の長さの比である。

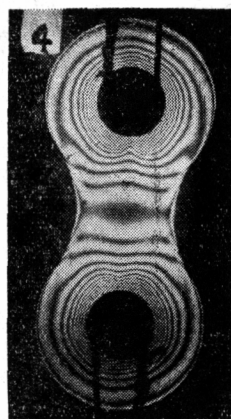


Fig. 3-a. Pin link plate, force of press fit  $P=5.13$ , tensile load,  $W=0$ .

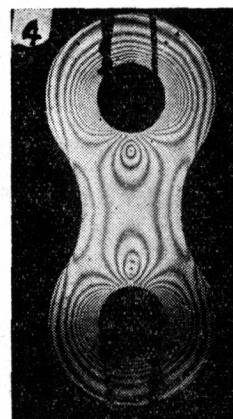


Fig. 3-a'. Pin link plate  $P=5.13$ ,  $W=40 \times 5.93 \text{ kg}$ .

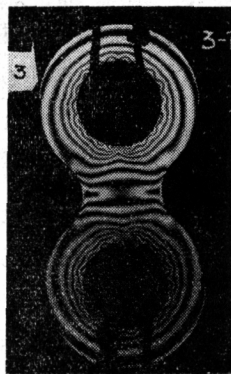


Fig. 3-b. Roller link plate  $P=2.85$ ,  $W=0$ .

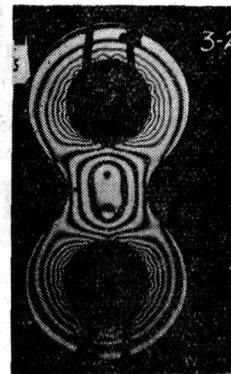


Fig. 3-b'. Roller link plate.  $P=2.85$ ,  $W=14.6 \times 5.93 \text{ kg}$ .

Roller link Plate

Weight in 5.93kg	Force of press fit P	$S_{A-B}$	$\sigma_y(A-B)_{mean}$
0	0	0	0
	2.21	19.59	2.42
	2.85	25.20	3.15
5	2.21	20.60	2.50
10	0	10.89	1.403
	2.21	21.80	2.68
14.6	2.21	26.10	3.26
	2.85	27.42	3.37
20	0	26.10	3.37
25	2.21	37.87	4.66

The forces of press fit mean the radial pressure at the edge of the hole in fringe order when the test piece is press fitted at zero load.  $\sigma_y$ s are represented by fringe order. x is the distance in mm. measured from point A on the photograph.

Table 1 で嵌合力 (Force of press fit) P は嵌合した時B點に於ける半径方向の壓力を和次數で求めた値である。Table 1 の中、ローラーリンクの場合をグラフで表すと Fig.4 の如

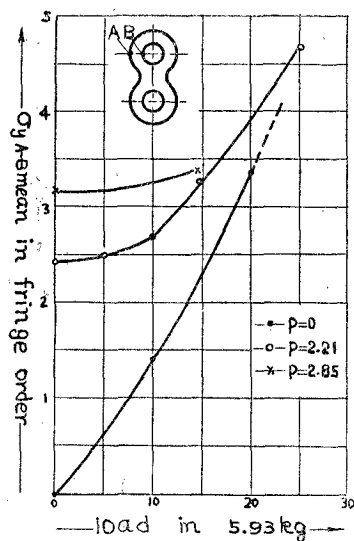


Fig. 4. Roller link plate.

くである。即ち Fig. 2, Fig. 2' に示した主応力差の場合とは異つて、單純な直線的變化を示さない様に觀測された。然しグラフの傾向及び Table 1 の Pin link plate についての値から見れば、嵌合力の異なるものゝグラフは荷重が大きくなると、終には一つの曲線に合致して來るものゝ様である。今 Fig.1 の A-B-O 斷面の引張應力の總和及び C-D 斷面の引張應力の總和を考えると、この二者は常に均合つていなければならない。然るに吾々の測定した結果によると A-B 斷面の引張應力の總和  $S_{A-B}$ 、C-D 斷面の引張應力の總和  $S_{C-D}$  を比較して見ると、嵌合力が大きい場合は必ず  $S_{A-B}$  が  $S_{C-D}$  より大きくなる。故に吾々の觀測出來ないピンスはブッシュ部の B-O 斷面に於て y 方向の壓力  $\sigma_y$  がなければならぬことになる。この總和を  $S_{B-O}$  とすると、

$$S_{B-O} = S_{C-D} - S_{A-B} \cdots \cdots (1)$$

である。この  $S_{B-O}$  の値を求めて見ると Table 2 の如くなる。

Table 2. Values of  $S_{B-O}$ 

Pin link plate.

Weight in 5.93kg	Force of press fit P	$S_{C-D}$	$S_{A-B}$	$S_{B-O}$
40	0	212.0	200.0	+12.0
40	2.27	195.1	171.5	+23.6
40	4.12	216.0	197.2	+18.8
40	5.13	195.0	198.5	-3.5

Roller link plate.

Weight in 5.93kg	Force of press fit P	$S_{C-D}$	$S_{A-B}$	$S_{B-O}$
0	0	0	0	0
	2.21	0	19.59	-19.59
	2.85	0	25.20	-25.20
5	2.21	7.71	20.60	-12.89
10	0	14.13	10.89	+ 3.29
	2.21	15.69	21.80	- 6.11
14.6	2.21	21.86	26.10	- 4.24
	2.85	21.86	27.42	- 5.52
20	0	29.56	26.10	+ 3.46
25	2.21	37.80	37.87	- 0.07

Table 2 の中特にこの目的をもつて観測した Roller link の場合を Fig.5 に示す。これを見ると嵌合力一定の時は荷重が増すに従つて最初嵌合によつて生じていたブッシュの圧縮應力が逐次減少し、終には引張應力になつて行くことを示している。又嵌合力の大なる場合程、引張應力に達するには大なる荷重を要することが見られる。此の様にピン(又はブッシュ)に於ける應力が終には引張應力になる原因と、嵌合力  $P=0$  の場合常に引張應力になる原因とは同一であつて、これはリンク板の變形並びにリンク板とピン(又はブッシュ)間の摩擦に因くものと考えられる。

## 2. 單純な嵌合との比較

Haessler<sup>4)</sup> は Fig. 6 に示す如く、ゴム柱を二枚の板で挟み、之を2本のボルトで締めつけ、ボルトに引張荷重をかけた場合のボルトの應力  $T$  を次の式で與えている。

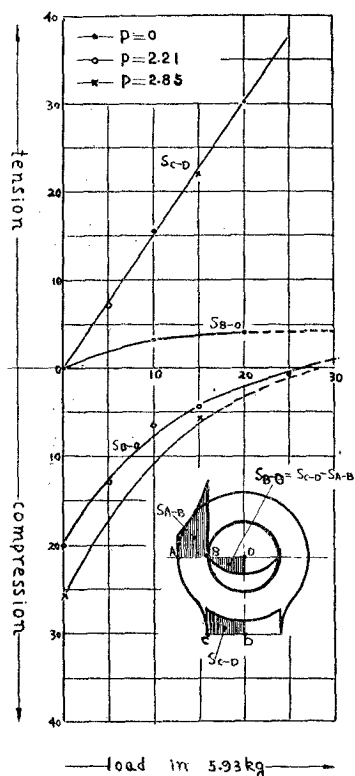


Fig. 5. Roller link plate.

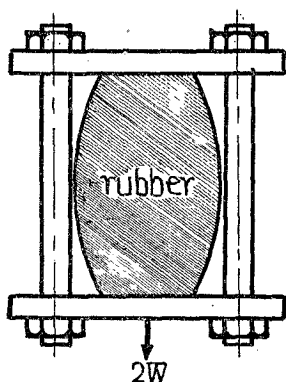


Fig. 6

$$T = \frac{2\beta}{(a+2\beta)}W + C_i \dots \dots (2)$$

こゝで  $C_i$  はボルト一本當りの initial tension,  $a$  はボルト一本當りの單位荷重による伸び,  $\beta$  はゴムの單位荷重による伸び,  $2W$  は引張荷重を表す, 吾々は Fig. 7 に示す如く, ボルトをスプリング (單位荷重に對する伸びを  $a$  とする) で置き換え, ゴム柱を夫々スプリング又は木柱 (單位荷重による伸びを  $\beta$  とする) に代えた場合について實驗して, (2) 式の正しいことを確認した.

Fig. 7 に於て(I)の場合は木柱( $\beta \div 0$ )を Fig. 7 の(a)の位置に押し込んだ時の外側スプリングの伸びと荷重との關係を示す. 又(II), (III)の場合は夫々  $\beta^*$  を異にするスプリングを(a)の位置に押し込んだ時の外側スプリングの伸びと荷重の關係を示すものである. Fig. 7 の示す如く  $\beta$  が  $a$  に比して小なる程, 外側スプリングの伸びは荷重の増加と共に緩かな勾配をもつて直線的に増し, 又  $a$  に比して  $\beta=0$  (木片)と見なし得る(I)の場合には直線の勾配は0となる.

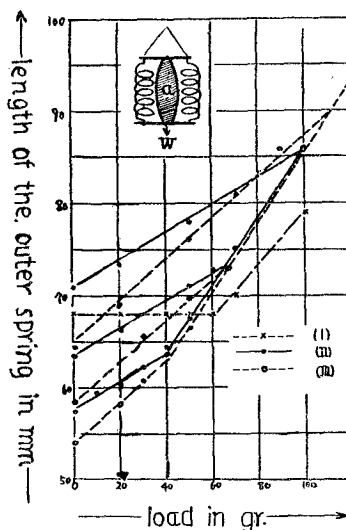


Fig. 7. In the case of (I) a wooden block was inserted in place of (a), in the case of (II) spring No.1 and in the case of (III) spring No. 2.

\* 豫め他の方法で測定して置いた.

即ちこれ等の結果は(2)式の豫期するところである。更にこれ等の直線の屈折點はいづれも略一つの直線上に並ぶことが見られる。(完全に一直線上に並ばないのは實驗中に外側スプリングが少し變化したためである)これ等の結果は總て Fig. 2 及び Fig. 2' の場合によく似ている。

### 3. 應力分擔係數

今荷重 0 の時の A-B 断面(Fig. 1)における  $\sigma_y$  の總和を  $S'_{A-B}$  とし、その時の B-O 断面における總和を  $S'_{B-O}$  とすると均合の條件より  $S'_{A-B} = -S'_{B-O}$  である。荷重の増加と共に變化する量を考えると、(1)式を使つて次の關係式を得る。

$$\frac{S_{A-B} - S'_{A-B}}{S_{C-D}} + \frac{S_{B-O} - S'_{B-O}}{S_{C-D}} = \frac{S_{A-B} - S'_{A-B}}{S_{A-B} + S_{B-O}} + \frac{S_{B-O} - (-S'_{A-B})}{S_{A-B} + S_{B-O}} = 1 \dots \dots \dots (3)$$

左邊の第1項は、荷重 0 から荷重 W に至る迄にリンクプレートが分擔した應力の割合を示すもので、之を應力分擔係數  $\eta$  と名付ける。左邊第2項は、同様に荷重 0 から荷重 W に至る迄にピン又はブッシュが分擔した應力の割合を示す。このプレートの應力分擔係數  $\eta$  の値を Table 3 に、又  $\eta$  の變化を Fig. 8 に示す。

Table 3. Values of  $\eta$

Pin link plate.

Weight in 5.93kg	Force of press fit P	$S_{A-B}$	$S'_{A-B}$	$S_{C-D}$	$\eta = (S_{A-B} - S'_{A-B})/S_{C-D}$
40	0	200.0	0	212.0	0.944
40	2.27	171.5	61.5	195.1	0.563
40	4.12	197.2	120.1	216.0	0.358
40	5.13	198.5	130.0	195.0	0.352

Roller link plate.

Weight in 5.93kg	Force of press fit P	$S_{A-B}$	$S'_{A-B}$	$S_{C-D}$	$\eta = (S_{A-B} - S'_{A-B})/S_{C-D}$
5	2.21	20.60	19.59	7.71	0.131
10	0	10.89	0	14.13	0.770
	2.21	21.80	19.59	15.69	0.141
14.6	2.21	26.10	19.59	21.86	0.298
	2.85	27.42	25.20	21.86	0.1015
20	0	26.10	0	29.56	0.880
25	2.21	37.87	19.59	37.80	0.484

以上の結果は次のことを示している。即ち(1)、荷重一定の下では嵌合力が増大するに従つてリンクプレートの  $\eta$  は減少する。(2)、 $\eta$  の値は荷重が増大するに従つて 1 に近づく傾向にあり(2



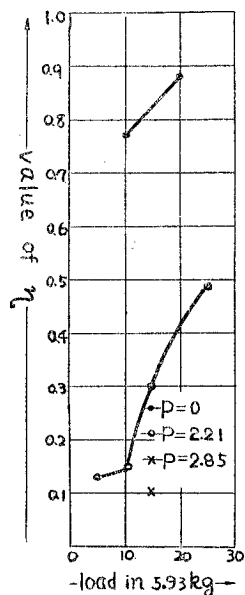


Fig. 8. Roller link plate.

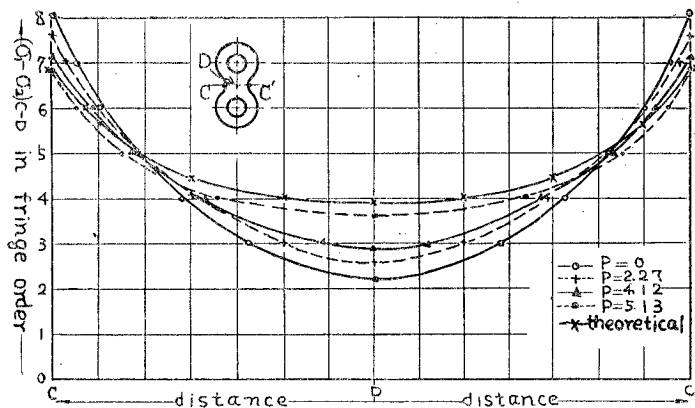


Fig. 9. Pin link plate.

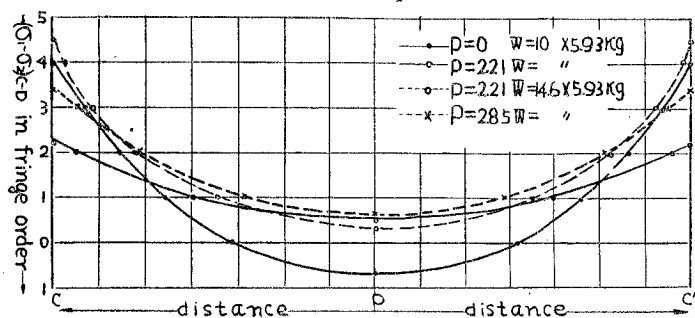


Fig. 9'. Roller link plate.

の模型實驗の單純な嵌合の場合は當然 1 に近づく), その曲線の屈折點は Fig. 2' の屈折點に對應する. 尙 3-2 の模型實驗の如き單純な嵌合の場合について考えると,  $\eta$  は Fig. 7 の直線の屈折點迄のグラフの勾配を表して居るから一定の筈であるが, Tabl 3, Fig. 8 によれば  $\eta$  は一定値を示さない. 尙又嵌合力 0 の時は, 單純な嵌合の場合は  $\eta = 1$  (横軸と  $45^\circ$  の傾きをなす直線の勾配に等しい) の筈であるが, リンクプレートの場合は 1 より小なる値を示す. 之等は 3-1 において考察した如く, プレートとピン(又はブッシュ)の接觸面間の摩擦に原因しているものと考えられる. この摩擦係数を測定せんと試みたが, 試験片を注意深く仕上げたにもかかわらず, 寫眞に見られる如く孔の周囲は既に吾々の報告したゼラチンゼリーの如く面接觸にすることが出来なかつたので不可能であつた. 尙(3)式により, リンクプレートの分拡係数が小さいことは, ピン又はブッシュの分拡係数が大きいことを示している.

#### 4. C-D 断面の應力分布より見たる嵌合効果

C-D 断面の主應力差 ( $\sigma_1 - \sigma_2$ )<sub>C-D</sub> の分布を圖くと Fig. 9, Fig. 9' の如くである. Fig. 9 の理論値は, 自由周邊が双曲線型切欠をなし, 且無限に擴つた板における主應力差分布を Neuber の理論式<sup>6)</sup>によつて計算した値である. Fig. 9 によれば嵌合力が増大すると共に分布曲線が理論値に接近すること, 即ちリンクプレートに孔が無い場合の應力分布に近づくことが分る. ローラーリンクの場合 (Fig. 9') においても

同様の傾向が見られる。

#### 4. 結 言

スプリングを使用した単純な嵌合の効果とリンクプレートの嵌合効果を比較して考えると、此の結果はリンクプレートの形を適当にし、リンクプレートの變形量をブッシュ又はピンの變形量に對して充分大きくすれば（即ち 3-2 において  $\alpha \gg \beta$  なる様にすれば）使用荷重の範圍において A-B 断面附近のリンクプレートの應力を常に一定になし得る可能性を示すものである。著者等は磨耗疲勞等に關しては専門外であるが、此の實驗の結果を利用すればローラチェーンのこれ等の防止に役立つものと考える。

終りに木村毅一教授の御助言、並びに椿本チェーン製作所安田忠雄、神尾徹兩氏の討論、御援助に謝意を表する。尙本研究の促進には椿本チェーン獎學資金に、又光弾性装置の改良に於ては文部省科學研究費の援助に負うた。又廣視野のレンズの歪除去には大阪工業試験所田村嘉行氏の勞を煩らわした。併せて深謝の意を表する。

- 1) 詳報は、椿本チェーン研究報告 RA—19 (昭25.8)  
同 TR—55 (昭25.12.1)  
椿本チェーン技術、第7號、1頁 (RA—19の分) (昭26.1.1)  
京都大學化學研究所講演會 (昭25.11.24)
- 2) 占部、森田、椿本チェーン研究報告 M—5 (昭23.3.18)
- 3) 植村、高井、竹村、京都大學化學研究所報告、第23集 (1950) 15—22頁
- 4) Haessler, Product Eng., May 1941, p. 263.
- 5) 植村、京都大學化學研究所講演集、第16集 (昭22) 53—55頁  
植村、高井、竹村、京都大學化學研究所報告、第23集 (1950) 15—22頁
- 6) H. Neuber, Kerbspannungslehre, (1937).

(昭和26年11月20日受理)